

Studien zum Grenzzzyklusverhalten
und zum dynamischen Bogenlauf des
MAN-Radiallaufwerks

IB 515-84/1

IB [84 - 51500 - 77]

Freigabe: Die Bearbeiter:
A. Jaschinski
W. Duffek

Unterschriften:

A. Jaschinski
W. Duffek

Der Abteilungsleiter:
Dr. W. Kortüm
Der stellv. Institutsdirektor:

W. Kortüm

Der Institutsdirektor:
Dr. Ackermann

J. Ackermann

Dieser Bericht enthält:

38 Blatt davon
20 Bilder
0 Diagramme

INHALTSVERZEICHNIS

1. Einleitung	1
2. Modellierungsumfang	2
3. Beurteilungskriterien	6
3.1 Geradeauslauf	6
3.2 Bogeneinfahrt	8
4. Einfluß der Koppelrahmensteifigkeiten auf das Stabilitäts- und Bogenlaufverhalten	17
4.1 Variation der Biegesteifigkeit C_T	17
4.2 Variation der Schersteifigkeit C_S	22
4.3 Vorschläge für die Auslegung	26
5. Einfluß einer Schlingerdämpfung auf das Grenzzyklusverhalten	27
6. Bogenlaufsimulation bei hohen Geschwindigkeiten	31
7. Zusammenstellung quasistatischer Kenngrößen aus Simulationsergebnissen des dynamischen Bogenlaufs . . .	33
8. Abschließende Bemerkungen zu den Simulationsergebnissen	36
9. Literatur	37

1. EINLEITUNG

Die Simulation des dynamischen Bogenlaufs und des Grenzyklusverhaltens im Geradeauslauf mit dem gleichen mechanischen Modell liefert Ergebnisse, die zur Ergänzung und Unterstützung der üblichen Auslegungsrechnungen herangezogen werden können. Die vorliegende Studie entstand im Rahmen von Auslegungsrechnungen zum ICE-Demonstrationswagen, ausgerüstet mit MAN-Koppelrahmendreigestellen. Bei der lauftechnischen Auslegung müssen die unterschiedlichen Betriebsbedingungen wie Lauf in der Geraden und Bogeneinlauf bzw. Lauf im Gleisbogen berücksichtigt werden. Hier führen insbesondere die Forderungen nach hoher Laufstabilität in der Geraden und guten Bogenlaufeigenschaften¹⁾ zu gegensätzlichen Anforderungen an die Laufwerkparameter, d. h. an die Steifigkeiten und Dämpfungen in der Primäraufhängung. Entsprechend den Betriebsbedingungen des Fahrzeugs muß deshalb durch Variation der Parameter ein geeigneter Kompromiß gefunden werden.

Es ist zu beachten, daß nicht alle Parameteränderungen aus den hier beschriebenen Simulationsrechnungen resultieren. Erkenntnisse aus anderen Auslegungsrechnungen wie z. B. aus [1] und [2] wurden in diese Untersuchungen übernommen und deren Richtigkeit konnte durch die darauf aufbauenden Simulationsrechnungen bestätigt werden. Das Ergebnis dieses Berichts ist nicht ein bis in alle Feinheiten ausgelegtes Modell, es sollen vielmehr die Einflüsse einzelner Parameter auf das Verhalten des Fahrzeugs aufgezeigt werden, um daraus generelle Schlüsse für eine Auslegungsstrategie ziehen zu können.

¹⁾ wird später definiert

2. MODELLIERUNGSUMFANG

Die hier beschriebenen Simulationsrechnungen sind mit Hilfe eines sogenannten Substrukturmodells [3] durchgeführt worden. Hierbei beschreibt die Substruktur die nichtlineare Dynamik des Radsatz-Gleis-Modells infolge der Nichtlinearitäten in der Berührgeometrie und im Kraftschluß. Als Simulationsprogramm diente eine um die Substruktur Radsatz-Gleiselement erweiterte Version des MKS-Programms FADYNA. Inzwischen ist dieses Substrukturmodell auch im Programm MEDUSA [4] implementiert.

Der mit dem Substrukturmodell mögliche Modellierungsumfang ist in Bild 1 am Beispiel des ICE-Demonstrationswagens schematisch dargestellt. Für die hier beschriebenen Auslegungsstudien gelten die folgenden Einschränkungen:

- Alle Körper des Mehrkörpersystems (MKS) sind starr
- Die Substruktur Radsatz-Gleiselement besteht aus einem in sich starren aber gegenüber dem Gleisbett verschieblichen Gleiselement [3] und einem Radsatzkörper, dessen einziger elastischer Freiheitsgrad durch die Torsionselastizität der Radsatzwelle gegeben ist. Für diese Untersuchung wird das Gleiselement als unverschieblich gegenüber dem Gleisbett angenommen.
- Die Nichtlinearitäten des Rad-Schiene Kontakts, Geometrie und Kraftschluß sind wie in [3] beschrieben berücksichtigt.
- Zwangsbedingungen zwischen Substruktur und Drehgestellhaupttrahmen bzw. zwischen den Substrukturen sind nicht vorhanden.
- Alle Koppellemente sind passiv und linear (Federn, Dämpfer)

- Daten der Profilgeometrie

Rad-Schiene Profilkombination:	UIC-ORE S1002/UIC60
Spurweite:	1435 mm
Innerer Abstand der Räder:	1360 mm
Schieneneneinbauneigung:	1:40

- Geometrie der Gleisbögen

Die Übergänge von der Geraden in die Gleisbögen verlaufen bezüglich Krümmungsradien und Überhöhung s-förmig. Die s-Form entsteht aus zwei zusammengesetzten quadratischen Parabelstücken. Die Gleismittellinie verläuft stets in der Horizontalebene, d. h. Steigungen bzw. einseitige Überhöhungen sind nicht modelliert.

In der Simulation verwendete Gleisbögen:

Kurvenradius, [m]:	800	2400	5300
Überhöhung, [mm]:	150	150	150
Länge des Übergangsbogens, [m]:	144	240	360
Nominelle Fahrgeschwindigkeit, [11m/s]:	33.33	55.55	83.33

Fahrzeugdaten:

Ausgangsbasis für das Fahrzeugmodell waren die Daten des ICE mit Projektstand vom Oktober 1983. Die ersten Untersuchungen zum Grenzzyklusverhalten und zum dynamischen Bogenlauf wurden mit einem Fahrzeugmodell im Projektstand der Angebotsphase durchgeführt. Zur besseren Unterscheidung trägt dieses Modell seine ursprüngliche Bezeichnung: Rad/Schiene - Versuchs- und Demonstrationsfahrzeug (R/S-VD). Die Massen des Basismodells werden im folgenden zur Orientierung angegeben:

abgefederte Masse des Wagenkastens	30000 kg
abgefederte Masse des Drehgestells	2576 kg
nicht abgefederte Radsatzmasse	1400 kg

Im Laufe des fortschreitenden Konstruktionsstands und der Ergebnisse der Auslegungsrechnungen zum Lauf im gestörten Gleis haben sich alle Daten mehrmals geändert, insbesondere die Daten der

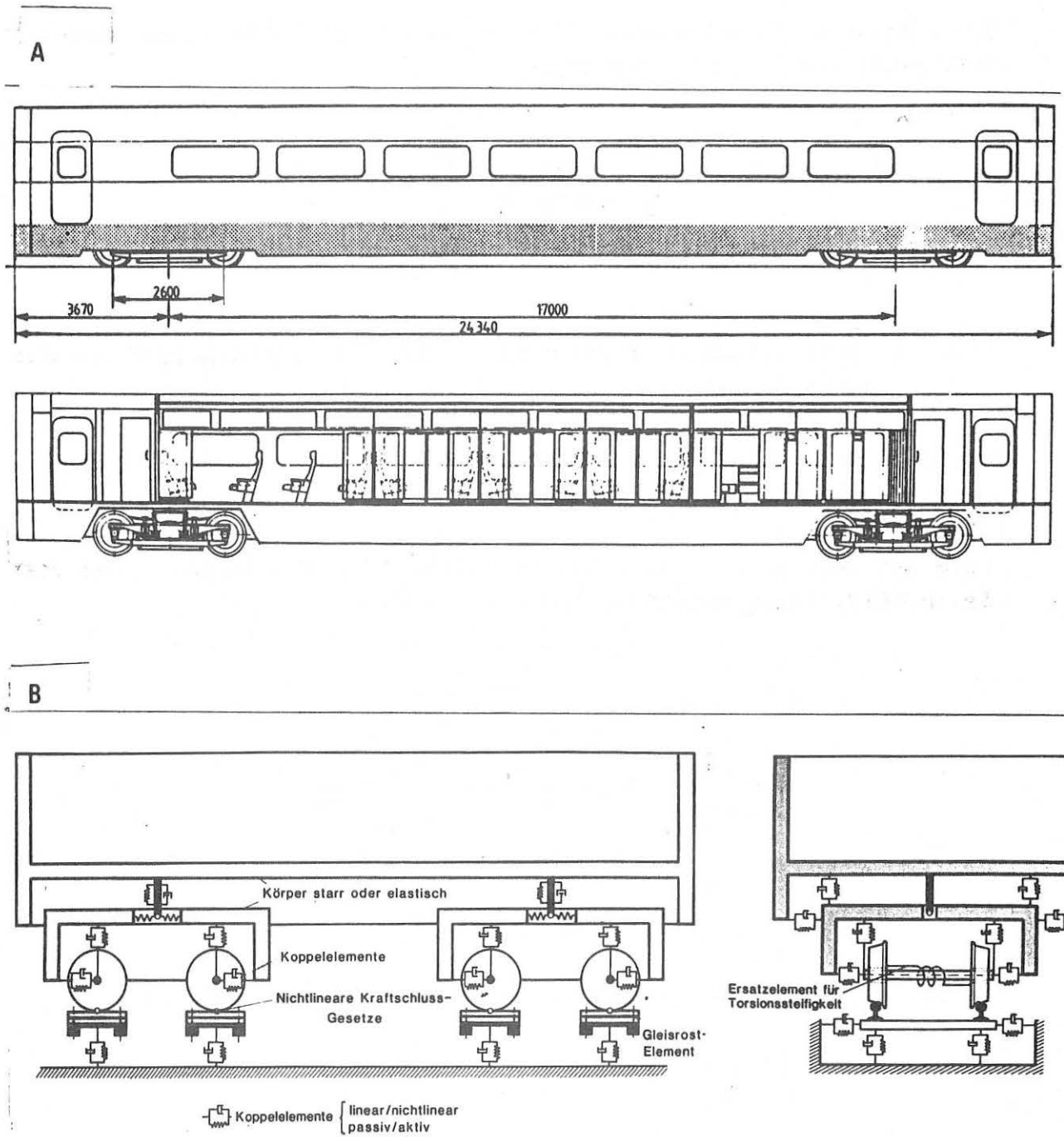


Bild 1. ICE-Demonstrationswagen(A), Quelle MBB, und mechanisches Ersatzmodell(B)

Koppelemente, so daß im Rahmen dieses Berichts eine vollständige Auflistung nicht sinnvoll und auch nicht wichtig erscheint.

Für den Koppelrahmen des MAN-Radialdrehgestells wurde das Ersatzmodell nach Bild 2 verwendet.

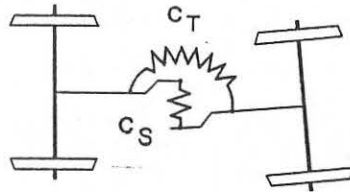


Bild 2. Mechanisches Ersatzmodell für die Radialkoppelung der Radsätze

Darin sind C_T und C_S die Struktursteifigkeiten des Koppelrahmens bezüglich Biegung und Scherung.

Alle in den Ergebnissen dargestellten Größen beziehen sich auf die in Bild 3 dargestellten Referenzsysteme.

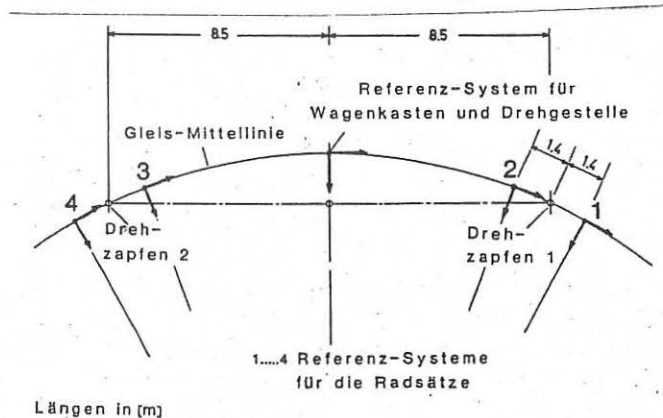


Bild 3. Referenzkoordinatensysteme des Fahrzeugmodells

3. BEURTEILUNGSKRITERIEN

3.1 GERADEAUSLAUF

Charakteristisch für die nichtlineare Rad-Schiene-Dynamik ist das Auftreten von Grenzzyklen, deren Amplituden von der Fahrgeschwindigkeit abhängen. Ein typischer Verlauf von Grenzzyklusamplituden der Radsatz-Querauslenkung y als Funktion der Fahrgeschwindigkeit V ist in Bild 4 dargestellt.

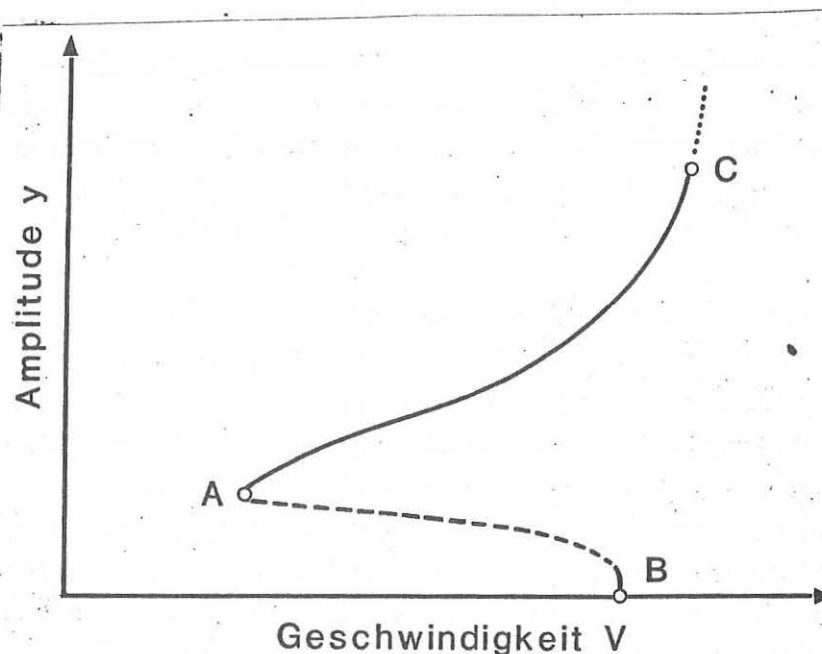


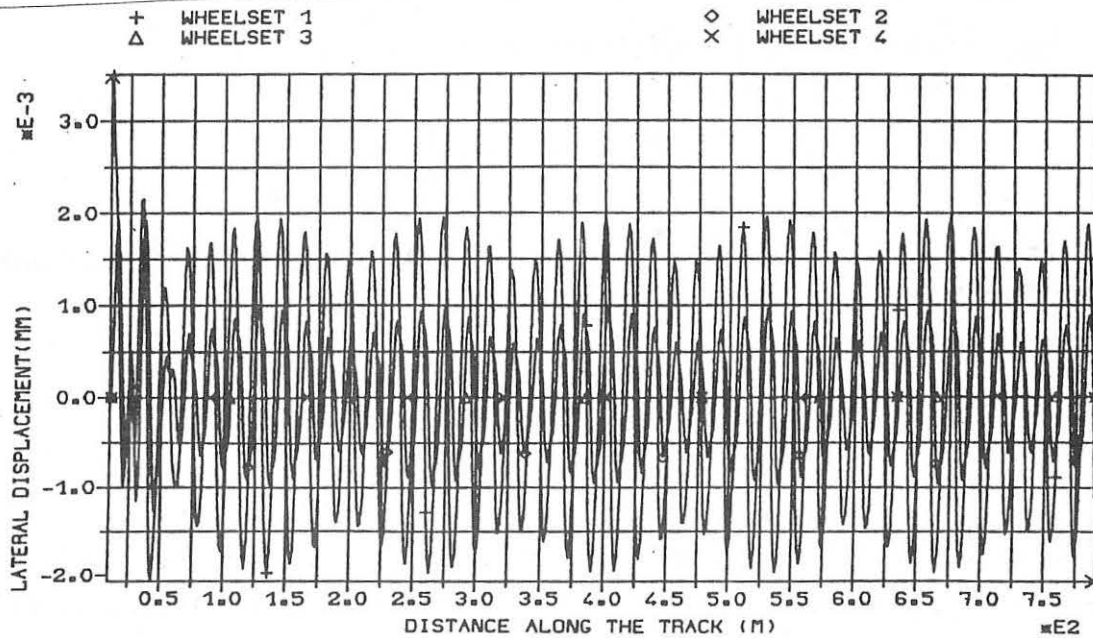
Bild 4. Typischer Verlauf der Grenzzyklusamplitude y als Funktion der Geschwindigkeit V für ein Rad-Schiene-Fahrzeug.

Darin kennzeichnet Punkt A die niedrigste Fahrgeschwindigkeit, bei der Grenzzyklusschwingungen auftreten können. Die zum Punkt A gehörende Geschwindigkeit bezeichnen wir als *kritische Geschwindigkeit*. Unterhalb dieser kritischen Geschwindigkeit klingen im idealen geraden Gleis alle deterministischen Störungen wieder ab. Oberhalb der kritischen Geschwindigkeit können deterministische Störungen zu Grenzzyklusschwingungen führen.

Der Wert der Geschwindigkeit V im Punkt B entspricht der linearen Grenzgeschwindigkeit des Fahrzeugmodells mit den um die nominelle Gleichgewichtslage linearisierten Bewegungsgleichungen. Oberhalb dieser Geschwindigkeit führt jede kleine Störung zum Aufklingen der Amplituden.

Bei Punkt C beginnt ein Verhalten des Fahrzeugs, das zwar noch als stabil bezeichnet werden kann, aber nicht mehr durch einen Grenzzyklus mit konstanter Amplitude zu charakterisieren ist, da ein mehrfrequenter Schwingungsvorgang vorliegt. Bild 5 zeigt das Ergebnis einer Simulation, bei der sich dieses Verhalten durch Schwebungseffekte zeigt. Aufgetragen sind die Querauslenkungen aller vier Radsätze über der gefahrenen Strecke bei einer Geschwindigkeit von 130 m/s. Die Daten stammen von einer Version des R/S-VD. Bei den nachfolgenden Versionen des ICE-Entwurfs ist dieses Verhalten nicht mehr aufgetreten. Das Phänomen soll in diesem Bericht nur der Vollständigkeit halber erwähnt sein, weshalb hier auf die Ursachen nicht näher eingegangen wird.

Zur Beurteilung des Stabilitätsverhaltens im Geradeauslauf wird nur der Kurvenast von A bis C nach Bild 4 herangezogen. Die Grenzgeschwindigkeit des um die Nominallage linearisierten Systems (Punkt B) hat im allgemeinen keine große praktische Bedeutung, da sie nur für sehr kleine Amplituden gilt. Der Verlauf der gestrichelten Linie von A bis B kennzeichnet die instabilen Grenzzyklen, die die Einzugsbereiche stabiler Grenzzyklen voneinander abgrenzen. Da diese instabilen Zustände mit Hilfe der numerischen Integration im Zeitbereich praktisch nicht zu berechnen sind, wurde der Verlauf der Linie AB bis auf wenige Ausnahmen geschätzt. Für die Beurteilung des Stabilitätsverhaltens sind die instabilen Grenzzyklen nur dann von Bedeutung, wenn Punkt A im Bereich großer Amplituden liegt.



• V=130.0 M/S MUE=0.4 TANGENT TRACK

Bild 5. Grenzzyklus mit Schwebung, dargestellt anhand der Querauslenkungen der vier Radsätze

3.2 BOGENEINFAHRT

Das ideale Bogenlaufverhalten eines Rad-Schiene Fahrzeugs ist gekennzeichnet durch ein Minimum an Reibleistung.

$$(1) P_R = V \sum_{i=1}^n (F_{1i} v_{1i} + F_{2i} v_{2i} + M_{3i} \phi_{3i}) \quad n = \text{Zahl der Räder}$$

mit V Fahrzeuggeschwindigkeit und den in [7] definierten Größen.

v_{1i}, v_{2i}	Längsschlüpfе, Querschlüpfе
F_{1i}, F_{2i}	Längsschlupfkkräfte, Querschlupfkkräfte
ϕ_{3i}	Spin.
M_{3i}	Spinmoment

Beim stationären Bogenlauf wird die Reibleistung minimal, wenn die Schlupfgrößen v_{1i} und v_{2i} verschwinden.

Die Bedingung

$$v_{2i} = 0$$

ist beim stationären Bogenlauf erfüllt, wenn sich die Radsätze radial zum Gleisbogen einstellen und demnach für die Gierwinkel

$$\psi_i = 0$$

gilt. Dieser Zusammenhang läßt sich leicht anhand der Gleichungen für die Relativgeschwindigkeiten nach [5] Gleichung (4.40) nachprüfen. Für das Verschwinden des Längsschlupfes läßt sich nach [5] aus den Gleichungen (4.39) und (4.41) eine Bedingung für die erforderliche Querauslenkung y_i herleiten: Unter Berücksichtigung von $\psi_i = 0$ gilt für die Relativgeschwindigkeiten w_1^R, w_1^L am rechten und linken Rad

$$(2) \quad w_1^{CR} = -u_4 g_1 + u_5 g_2 + u_7$$

$$w_1^{CL} = -i_4 h_1 + u_6 h_2 + u_7$$

Für den stationären Fall gilt für die generalisierten Geschwindigkeiten

$$u_4 = \frac{V}{R}$$

$$(3) \quad u_5 = \frac{V}{r_o} + \phi \frac{V}{R}$$

$$u_6 = u_5$$

$$u_7 = V - \frac{V}{R} y$$

In Gleichung (3) bedeuten:

R , Bogenradius der Gleismittellinie
 r_o , Nomineller Rollradius des Rades
 ϕ , Rollwinkel des Radsatzes
 y , Querauslenkung des Radsatzes

Setzt man die Geometriefunktionen

$$(4) \quad \begin{aligned} g_1 &= r_2^{CR}(y) \\ g_2 &= r_3^{CR}(y) \\ h_1 &= r_2^{CL}(y) \\ h_2 &= r_3^{CL}(y) \end{aligned}$$

und die generalisierten Geschwindigkeiten in Gleichung (2) ein, so erhält man nach nullsetzen der Relativgeschwindigkeiten

$$w_1^{CR} \quad \text{und} \quad w_1^{CL}$$

$$(5) \quad v = \frac{V}{R} r_2^{CR} - \frac{V}{r_O} r_3^{CR} - \varphi \frac{V}{R} r_3^{CR} + \frac{V}{R} y$$

$$v = \frac{V}{R} r_2^{CL} - \frac{V}{r_O} r_3^{CL} - \varphi \frac{V}{R} r_3^{CL} + \frac{V}{R} y$$

Nach Umformung erhält man aus diesen beiden Gleichungen eine Beziehung für die sogenannte kinematische Rollinie, die durch

$$v_{1i} = 0 \quad \text{und} \quad v_{2i} = 0$$

gekennzeichnet ist. Diese Beziehung lautet:

$$(6) \quad (r_3^{CR} - r_3^{CL}) \left(\frac{1}{r_O} - \varphi \frac{1}{R} \right) = \frac{1}{R} (r_2^{CR} - r_2^{CL})$$

Die Bedeutung der Vektorkomponenten r_2^{CR} , r_2^{CL} , r_3^{CR} und r_3^{CL} ist aus Bild 6 zu entnehmen. Unter Vernachlässigung des im allgemeinen kleinen Betrages von

$$\varphi \frac{1}{R}$$

und Beachtung von $r_2^{CL} < 0$ (nach Bild 6), vereinfacht sich Gleichung (6) zu:

$$(7) \quad r_3^{CR} - r_3^{CL} = \frac{r_O}{R} (r_2^{CR} + |r_2^{CR}|)$$

Die rechte Seite von Gl. (7) läßt sich für Kontaktpunktlagen im Laufkranzbereich leicht abschätzen. Es gilt z. B. für die Profilverpaarung UIC ORE S1002/UIC60 und einer Spurweite von 1.435m

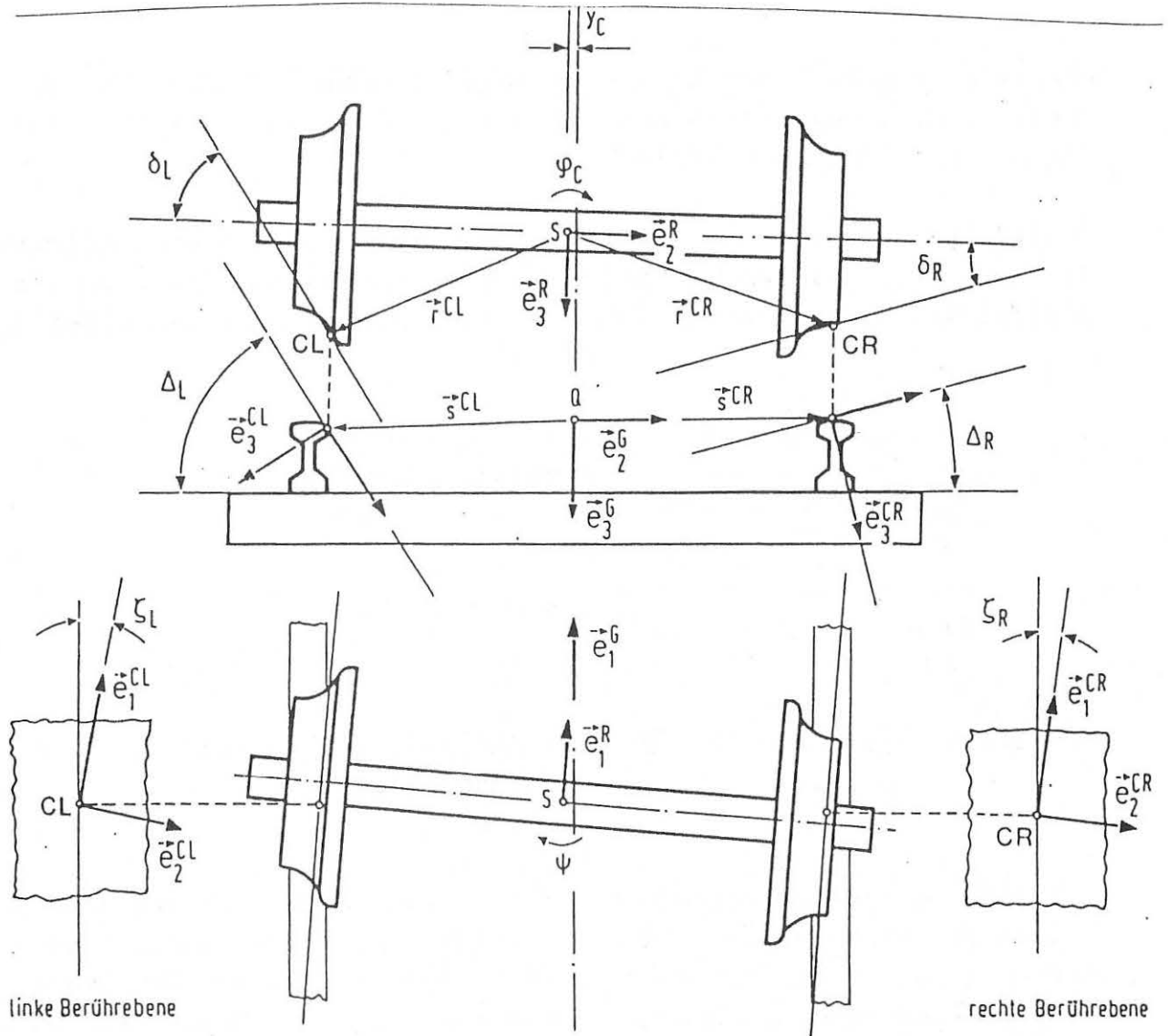


Bild 6. Geometrische Zusammenhänge beim räumlichen Kontaktproblem zwischen Rad und Schiene nach [5]

$$r_2^{CR} + |r_2^{CL}| \approx 1.506m$$

Für einen Gleisbogenradius von 800m und einem nominellen Rollradius von 0.5m gilt dann für die Differenz der Rollradien:

$$r_3^{CR} - r_3^{CL} \approx 0.94mm$$

Aus den Lösungen des Kontaktgeometrieproblems findet man, daß diese Rollradiendifferenzen bei einer Radsatzquerverschiebung von ca. 2.6mm auftritt (Bild 7)

In der folgenden Tabelle sind die nach Gleichung (7) ermittelten Werte von y_k , die den Abstand der kinematischen Rolllinie von der Gleismittellinie angeben für einige Bogenradien zusammengestellt

Gleisbogenradius [m]	Abstand y_k von der Gleismittellinie [mm]
800	2.60
1200	0.94
2400	0.21
5300	0.2

Tabelle 1: Kinematische Führabweichung y_k bei Bogenfahrt
als Funktion vom Gleisbogenradius

Für jeden einzelnen Radsatz eines Fahrzeugs kann z. B. der Unterschied der Radsatz-Querauslenkung y zur kinematischen Führabweichung y_k nach Gleichung 7 als Bewertungskriterium für den Bogenlauf herangezogen werden. Im allgemeinen erscheint aber ein Bewertungskriterium nur nach den Gesichtspunkten der Längsschlupfminimierung zu einseitig. Es wird deshalb zusätzlich die in [6] definierte Bewertungsziffer B_1 für das vorlaufende Drehgestell als Kriterium für die Bogengängigkeit vorgeschlagen:

$$(8) B_1 = \frac{y_1}{y_2} \frac{1 - |y_2/y_{\max}|}{1 - |y_1/y_{\max}|}$$

Die Größe B_1 berücksichtigt die Querauslenkungen y_1 und y_2 des 1. und 2. Radsatzes im Drehgestell und den Unterschied zur maximal sinnvollen Querauslenkung y_{\max} , die z. B. bei der in Kap. 2 genannten Profilpaarung dem Spurspiel von $\pm 6.4\text{mm}$ entspricht. Bei der Definition von B_1 wurde davon ausgegangen, daß ein Drehge-

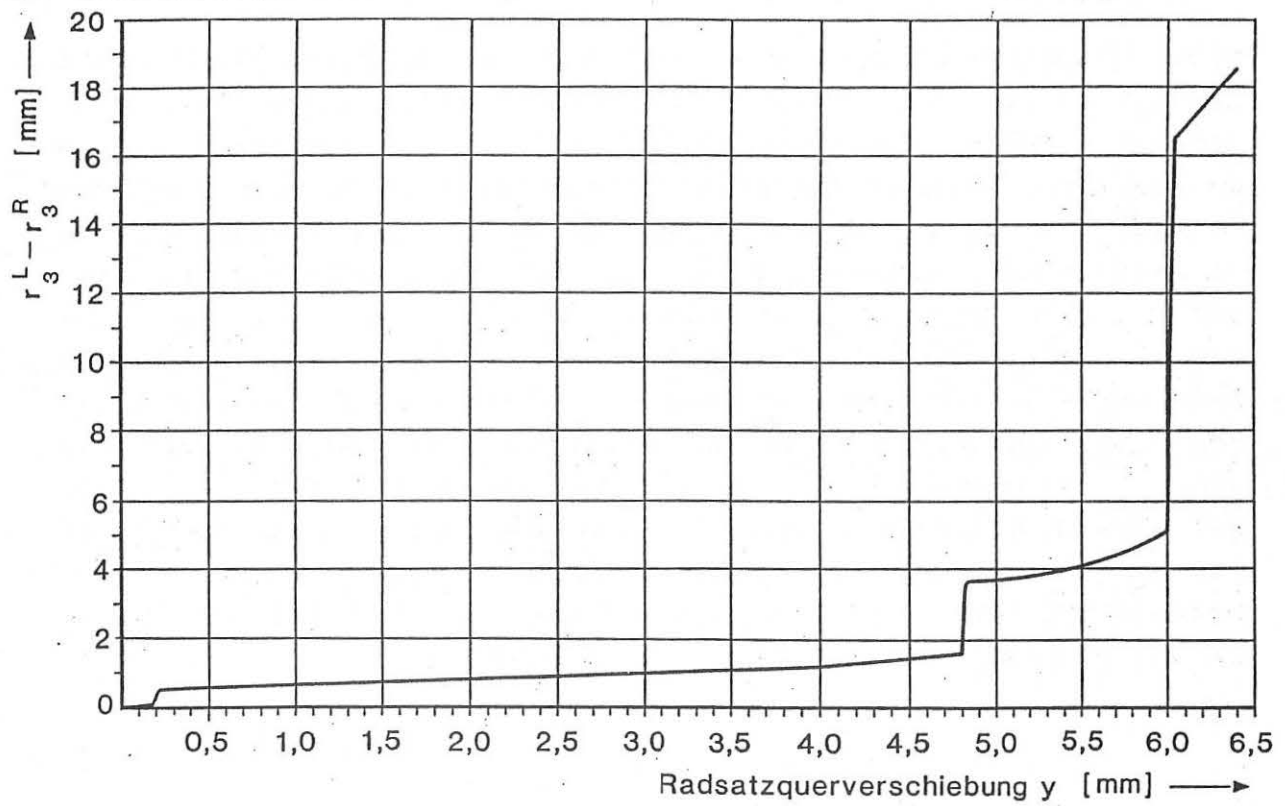


Bild 7. Rollradiendifferenz als Funktion der Radsatzquerverschiebung

stell gute Bogengängigkeit besitzt, wenn der Unterschied zwischen den Querauslenkungen y_1 und y_2 der Radsätze möglichst gering ist. Demnach ist

$$B_1 = 1$$

der anzustrebende Wert, da hier

$$y_1 = y_2$$

gilt. Dieser Wert wird natürlich beim realen Drehgestell nicht erreicht. In den folgenden Vergleichsrechnungen hat sich gezeigt, daß B_1 als Bewertungsmaßstab für den Bogenlauf unterschiedlicher Drehgestellvarianten dienen kann. Bild 8 zeigt den Verlauf von B_1 als Funktion von y_1 mit y_2 als Parameter. Die schraffierten Grenzen geben den Bereich von B_1 an, innerhalb dessen bei einem Gleisbogen mit 800m Radius die Bogenlaufeigenschaften eines Drehgestells noch zufriedenstellend sind. Die Bewertungsziffer B_1 ist nicht in erster Linie als absolutes Bewertungskriterium eingeführt worden, sondern sie dient hauptsächlich zur relativen Bewertung bei Parameterstudien. Für die absolute Bewertung einer gegebenen Drehgestellvariante ist es dem Konstrukteur überlassen, weitere Kriterien wie z. B. den Abstand zur kinematischen Rolllinie $y - y_k$ mit entsprechender Gewichtung hinzuzuziehen.

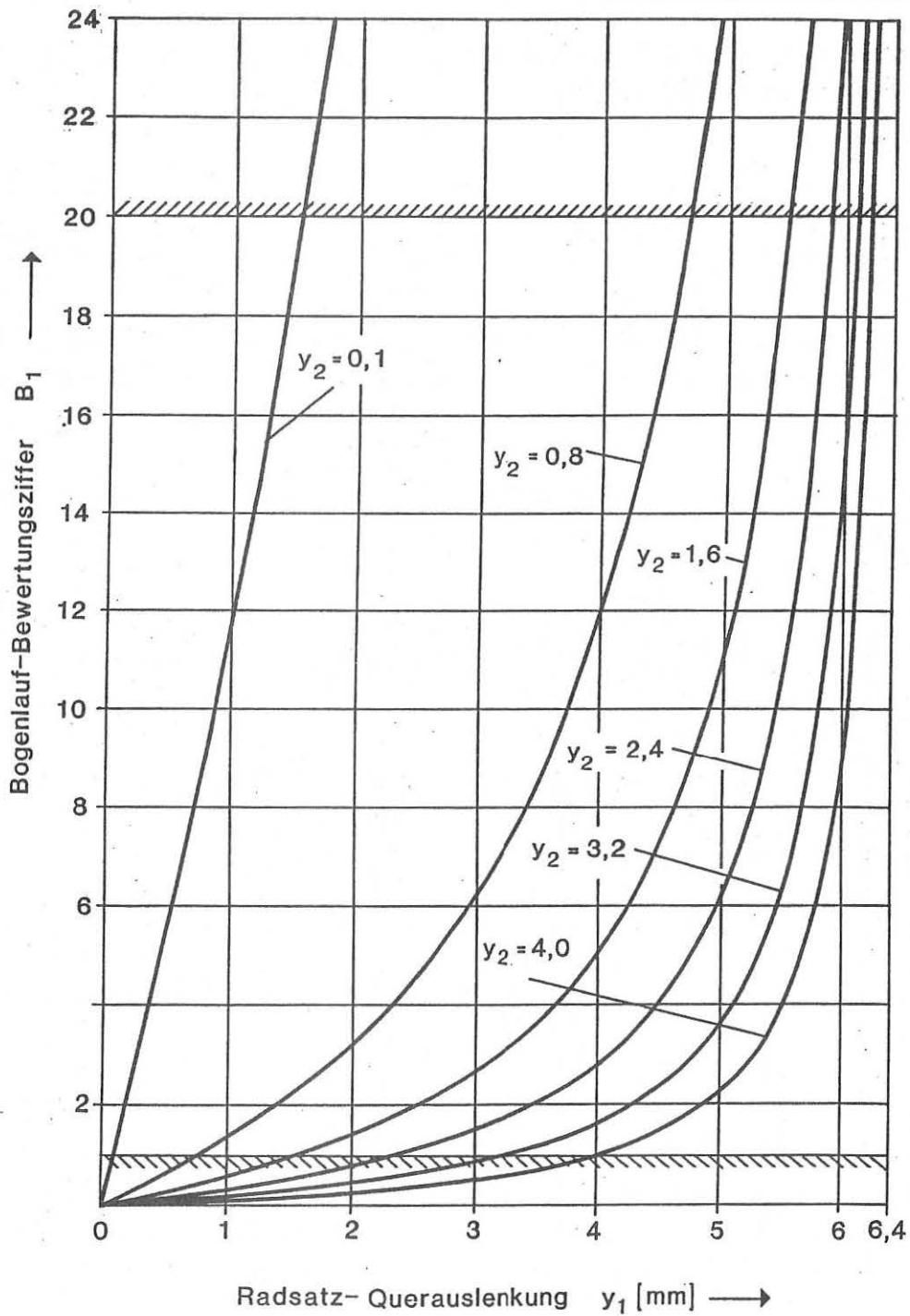


Bild 8. Bogenlauf-Bewertungsziffer B_1 für das vorlaufende Drehgestell als Funktion der Radsatz-Querauslenkung y_1 mit y_2 als Parameter

4. EINFLUSS DER KOPPELRAHMENSTEIFIGKEITEN AUF DAS STABILITÄTS- UND BOGENLAUFVERHALTEN

4.1 VARIATION DER BIEGESTEIFIGKEIT C_T

Zur Beurteilung einzelner Parameter auf das Fahrverhalten des in Bild 1 dargestellten Modells wurden die folgenden in Kapitel 3 beschriebenen Beurteilungskriterien herangezogen:

- Ermittlung der Grenzzyklusamplituden der Radsatz-Querauslenkung durch Simulation des Geradeauslaufs
- Zeitsimulation der dynamischen Bogeneinfahrt und Ermittlung von B_1 aus den stationären Radsatz-Querauslenkungen

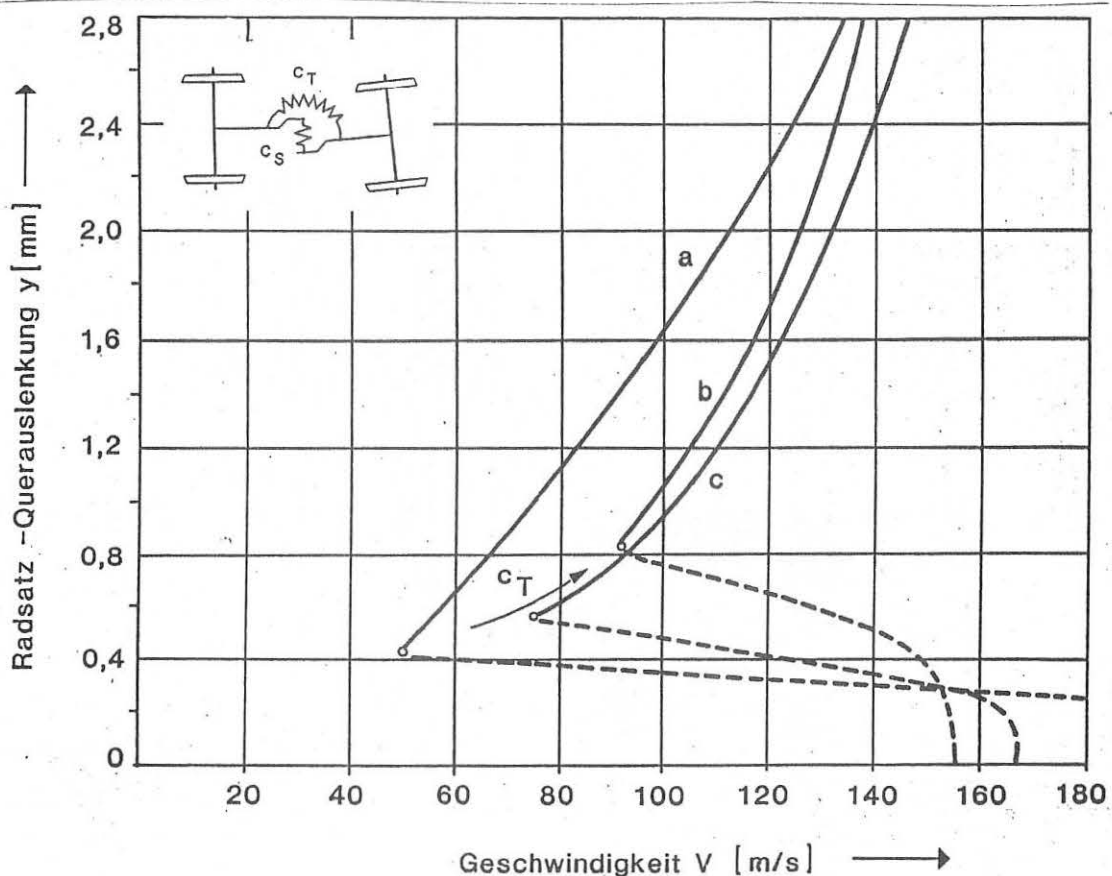


Bild 9. Einfluß der Biegesteifigkeit C_T des Koppelrahmens auf das Grenzzyklusverhalten für drei unterschiedliche Werte von C_T

Bild 9 zeigt den Einfluß der Biegesteifigkeit auf das Grenzzyklusverhalten der Radsätze. Aufgetragen ist hier jeweils die Querauslenkung y des Radsatzes mit der größten Amplitude für die Parameterwerte

a) $C_T = 2.6 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$

b) $C_T = 2.6 \cdot 10^8 \text{ Nm/rad}$

c) $C_T = 9.0 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$

Der Pfeil in Bild 9 gibt an, in welche Richtung sich die Grenzgeschwindigkeit (Punkt A nach Bild 4) mit wachsendem C_T verschiebt. Die größte Grenzzyklusamplitude tritt im allgemeinen nicht immer am vorlaufenden Radsatz auf. Im Fall a) zeigt sich z. B. die größte Grenzzyklusamplitude am zweiten Radsatz.

Die Ergebnisse der Simulation des dynamischen Bogeneinlaufs sind in Bild 10 anhand der Radsatz-Querauslenkung als Funktion des zurückgelegten Weges dargestellt. Die zugehörigen Werte der Bogenlauf-Bewertungsziffer für die Auslenkungen im stationären Bogen sind ebenfalls angegeben. Alle Werte gelten für einen Bogenradius von $R = 800\text{m}$ und eine Geschwindigkeit $V = 120 \text{ km/h}$. Eine anschauliche Darstellung der Orientierung der Radsätze im stationären Zustand ist für die beiden Extremfälle a und b in Bild 11 wiedergegeben.

Die Reibleistung an den vier Radsätzen während der Bogeneinfahrt zeigt Bild 12.

Die dargestellten Ergebnisse machen den Widerspruch zwischen Bogengängigkeit und Stabilität im Geradeauslauf recht eindrucksvoll deutlich. Das Fahrzeug mit der geringen Biegesteifigkeit C_T des Koppelrahmens weist gegenüber Fahrzeug b eine wesentlich geringere Grenzgeschwindigkeit im Geradeauslauf auf; 50m/s gegenüber ca. 91m/s bei Fahrzeug b. Die Bogenlaufeigenschaften von Fahrzeug a sind gegenüber Fahrzeug b deutlich besser, wie aus den Bogenlauf-Bewertungsziffern hervorgeht:

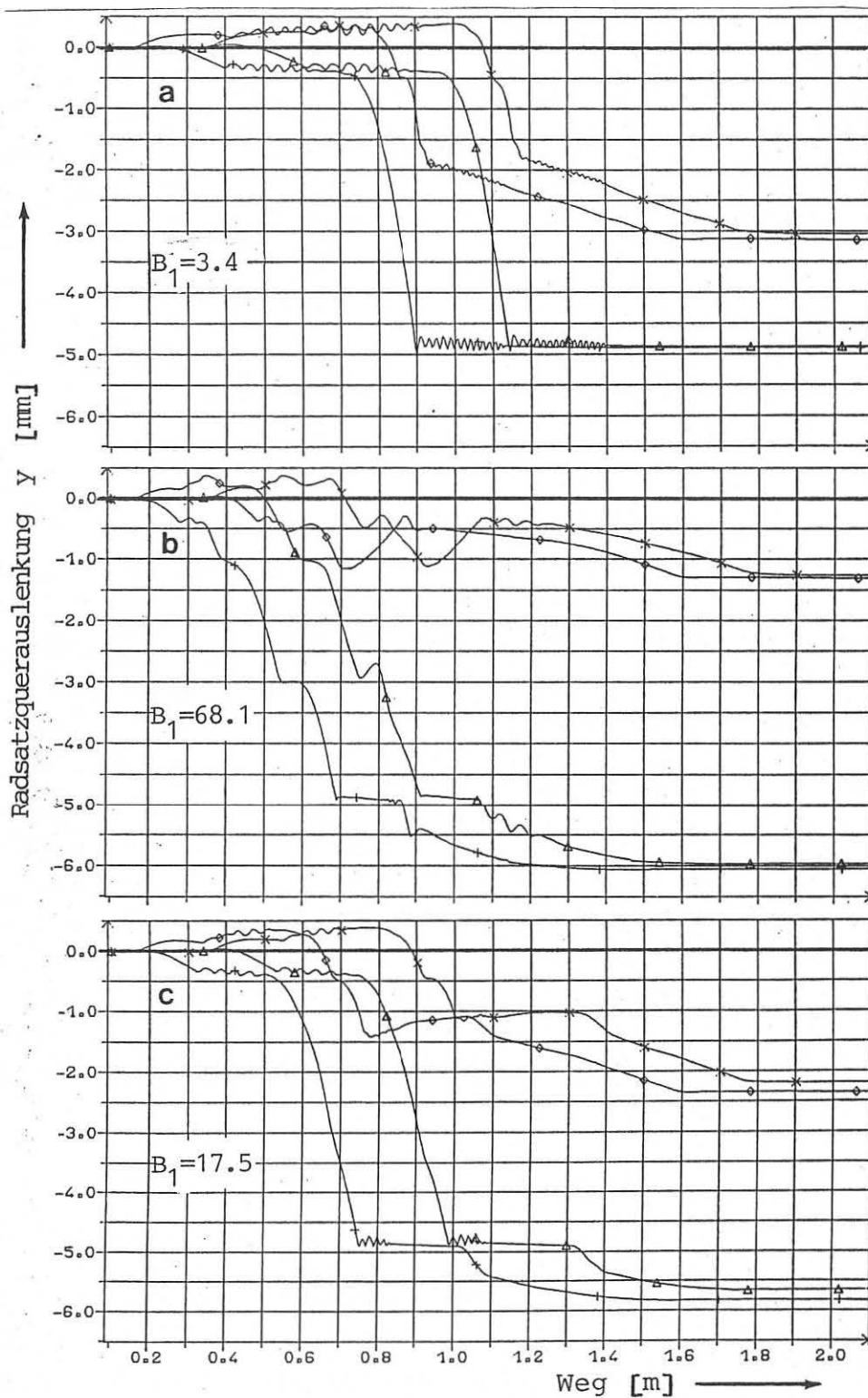


Bild 10. Ergebnisse des dynamischen Bogenlaufs für die Steifigkeiten a), b) und c). Aufgetragen sind die Radsatz-Querauslenkungen der vier Radsätze als Funktion des zurückgelegten Wegs mit Angabe der Bogenlauf-Bewertungsziffer B_1 für den stationären Bogen. Bogenradius $R = 800\text{m}$, Geschwindigkeit $V = 120\text{ km/h}$.

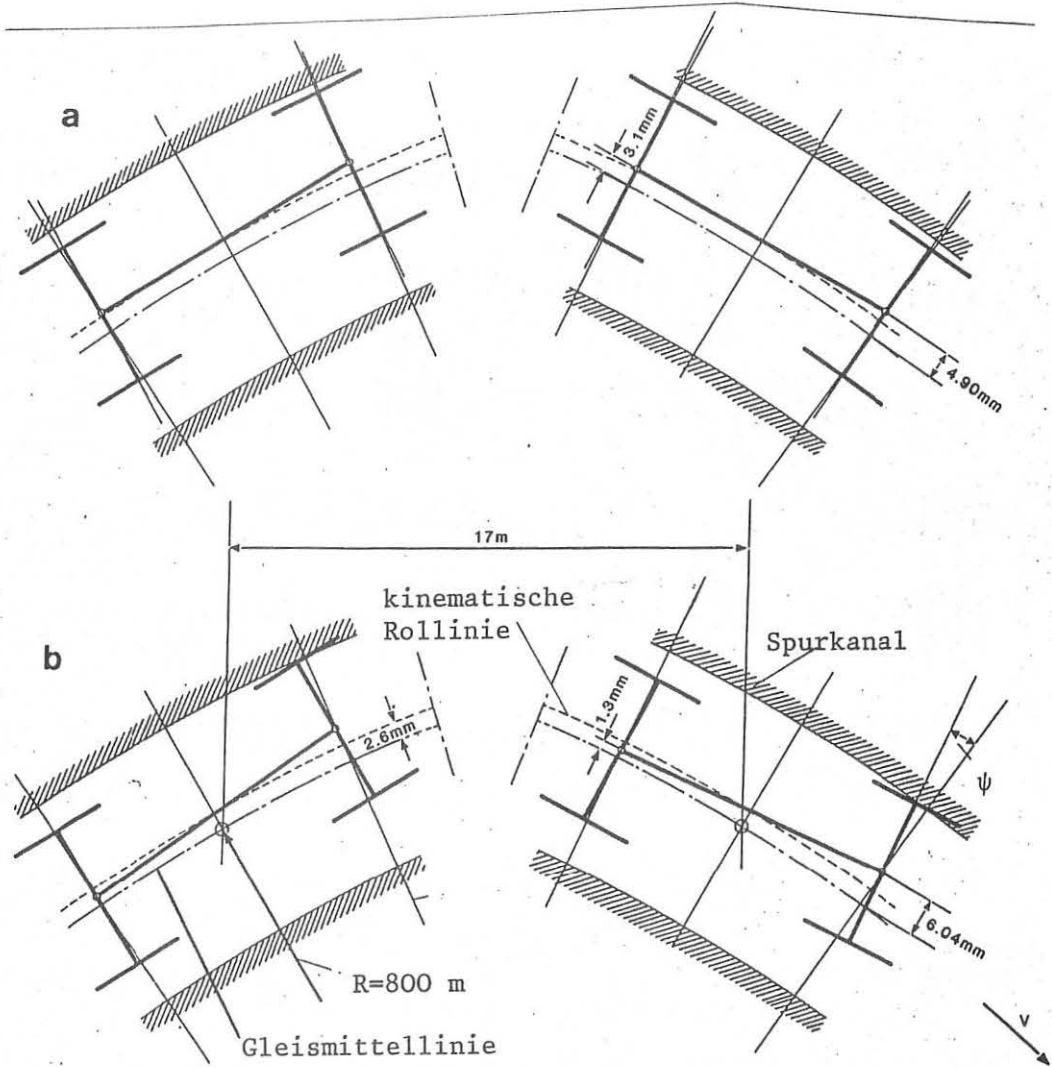


Bild 11. Orientierung der Radsätze im stationären Gleisbogen für die beiden Extremfälle a und b. Alle Winkel sind 50mal vergrößert dargestellt.

Fahrzeug a)	$B_1 = 3.4$
Fahrzeug b)	$B_1 = 68.1$

Wie aus Bild 11 ersichtlich, überwindet Fahrzeug a) den 800m Gleisbogen bei $V = 120 \text{ km/h}$ ohne jeglichen Flankenauflauf und annähernd radial eingestellten Radsätzen, während Fahrzeug b) diesen Bogen nur mit Flankenauflauf und erhöhter Reibleistung an den vorlaufenden Radsätzen (Bild 12) durchfahren kann. Fahrzeug c kann mit einer Grenzgeschwindigkeit von ca. 74 m/s und einer Bogenlauf-Bewertungsziffer von $B_1 = 17.5$ als Kompromiß vorgeschlagen werden.

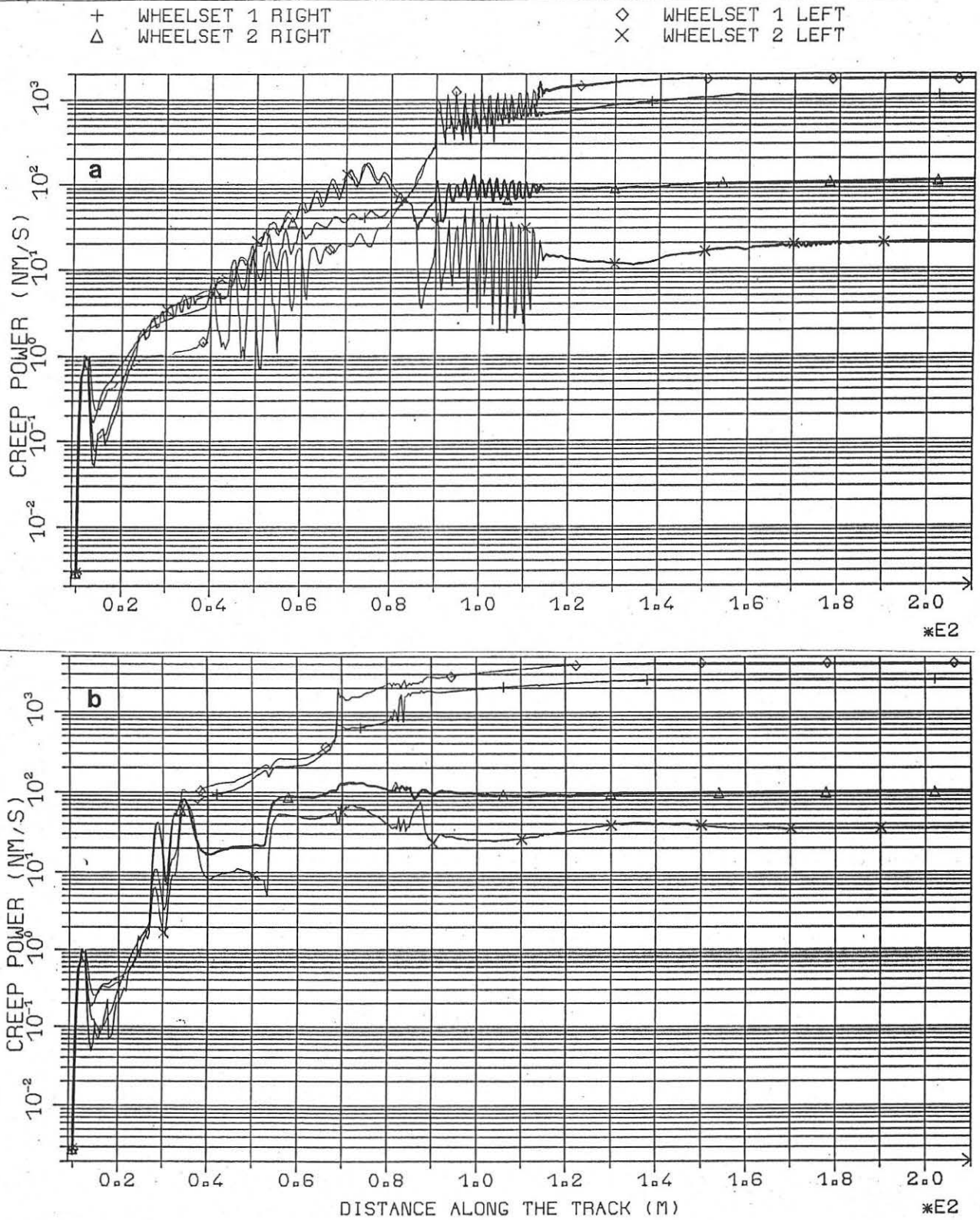


Bild 12. Reibleistung an den vier Radsätzen für die Extremfälle a und b in einen 800m Bogen mit $v = 120 \text{ km/h}$

4.2 VARIATION DER SCHERSTEIFIGKEIT C_S

Bei den vorangegangenen Simulationen wurde die Schersteifigkeit mit

$$C_S = 3.35 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

konstant gehalten. Die folgenden Ergebnisse gelten für einen konstanten Wert von

$$C_T = 8.0 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$$

und veränderte Werte von

- a) $C_S = 2.0 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
- b) $C_S = 3.35 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
- c) $C_S = 5.0 \cdot 10^6 \text{ N/m}$

Zusätzlich sind aufgrund anderer Überlegungen [2] die Primärsteifigkeiten geändert worden, wodurch die Ergebnisse der C_T - und C_S -Variation nicht unmittelbar miteinander vergleichbar sind. Dies ist nach den Ausführungen in Kap. 1 auch nicht erforderlich.

Wir betrachten zunächst wieder die Auswirkungen der C_S -Variation auf das Grenzzyklusverhalten im Geradeauslauf. Die Simulationsergebnisse sind in Bild 13 dargestellt.

Man erkennt, daß sich auch hier mit wachsendem C_S die Grenzggeschwindigkeit erhöht, bei gleichzeitiger Verringerung der Amplitude.

Eine Erhöhung der Biegesteifigkeit C_T hatte bei ansteigender Grenzggeschwindigkeit auch ein Anwachsen der Amplitude zur Folge (Bild 9)

Bei den Ergebnisse des Bogeneinlaufs für den 800m Bogen bei $V = 120 \text{ km/h}$ fällt zunächst auf, daß die Veränderung der Schersteifigkeit in dem angegebenen Bereich keinen Einfluß auf die Radsatz-Querverschiebung des vorlaufenden Radsatzes hat (Bild 14). Diese Verschiebung bleibt im stationären Bereich unverändert bei

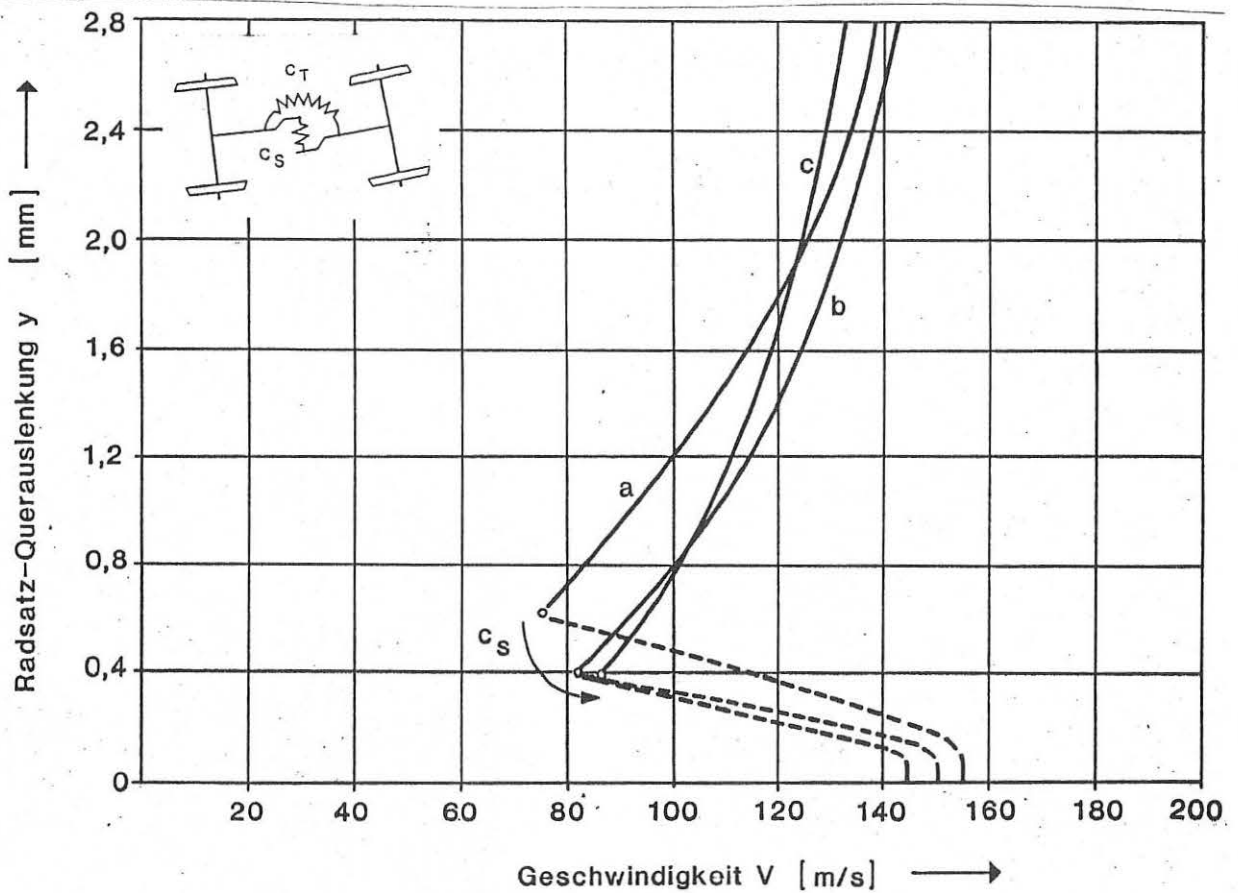


Bild 13. Einfluß der Schersteifigkeit C_S des Koppelrahmens auf das Grenzzyklusverhalten

$$y_1 = 5.86 \text{ mm}$$

Es ändert sich lediglich die Querauslenkung des nachlaufenden Radsatzes und zwar steigt sie mit wachsender Schersteifigkeit C_S an.

Aus den Werten für B_1 erkennt man, daß das Bogenlaufverhalten mit zunehmender Steifigkeit C_S besser wird. Allerdings ist der Einfluß von C_S weniger drastisch als der von C_T , da C_T zusätzlich die Querauslenkung der vorlaufenden Radsätze beeinflusst (Bild 10)

Anhand von Bild 15 wird bestätigt, was auch anschaulich plausibel ist, daß durch die Veränderung von C_S kein wesentlicher Einfluß auf die Radsatzgierwinkel ausgeübt wird.

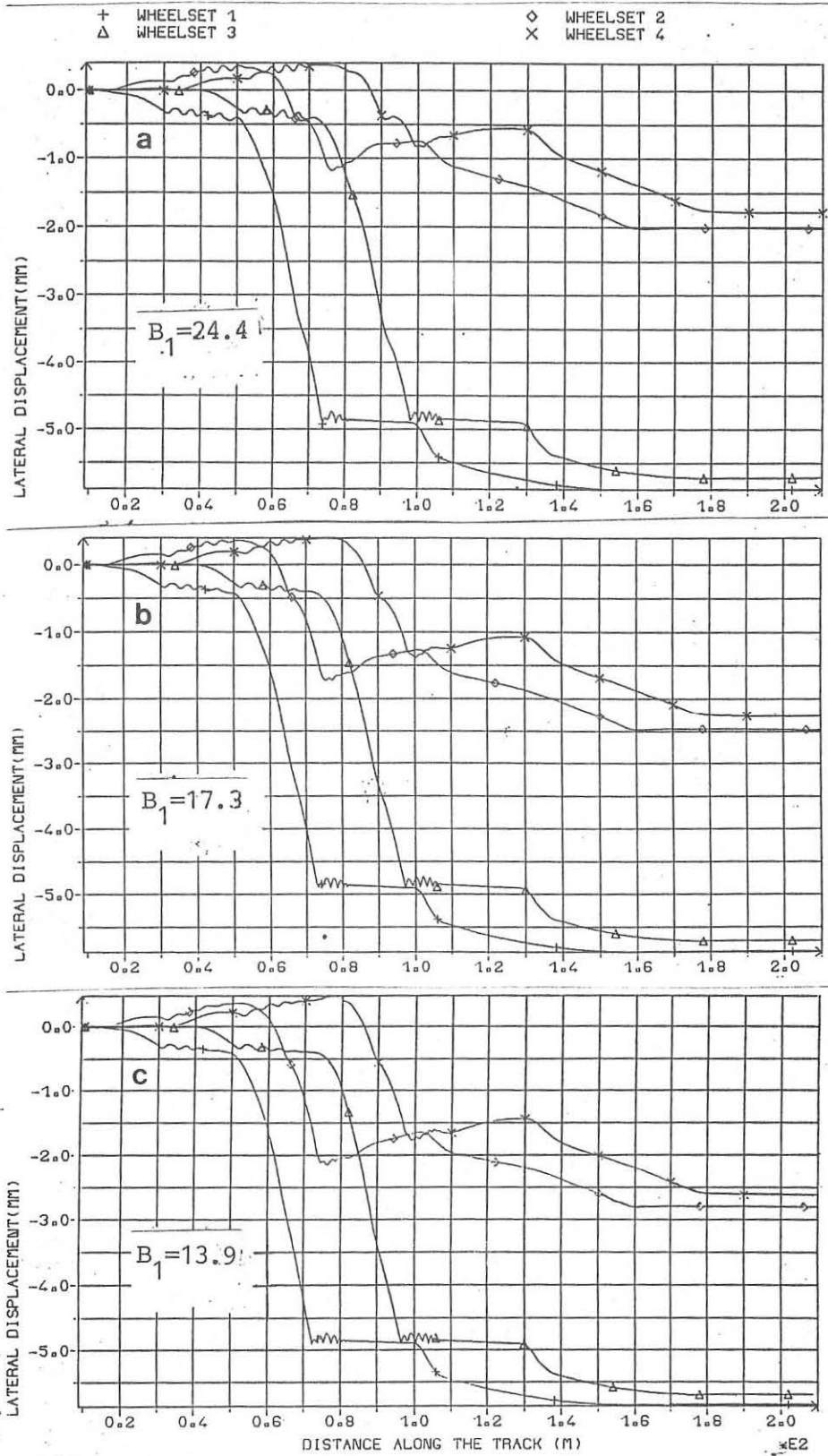


Bild 14. Radsatz-Querauslenkungen während der Bogenfahrt für die drei unterschiedlichen Schersteifigkeiten a, b und c, Kurvenradius $R = 800\text{m}$, $V = 120\text{ km/h}$.

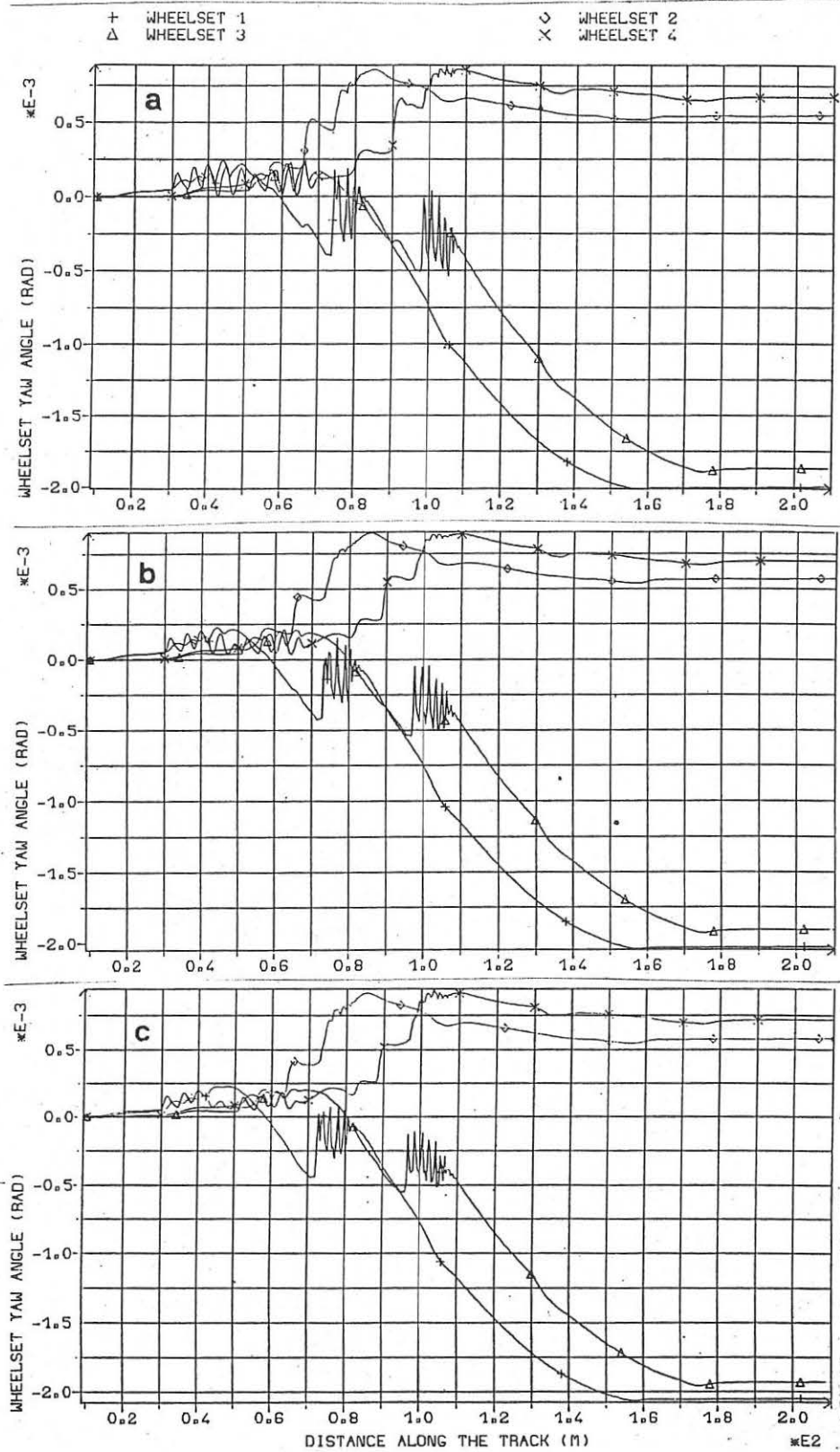


Bild 15. Radsatz-Gierwinkel während des Bogeneinlaufs für die drei unterschiedlichen Schersteifigkeiten a, b und c, Kurvenradius $R = 800\text{m}$, $V = 120\text{ km/h}$.

4.3 VORSCHLÄGE FÜR DIE AUSLEGUNG

Die bisherigen Ergebnisse machen die Vorteile des Koppelrahmenkonzepts deutlich. Unter der Voraussetzung, daß man die Biege- und Schersteifigkeiten dieser elastischen Struktur in der Hand hat, kann man die Stabilitäts- und Bogenlaufeigenschaften eines Fahrzeugs gut an die Erfordernisse des zu befahrenden Streckennetzes anpassen. Durch Variation der Schersteifigkeit C_S lassen sich sogar die Stabilität und die Bogenlaufeigenschaft verbessern, während die Biegesteifigkeit C_T die Stabilität erhöht und gleichzeitig die Bogenlaufeigenschaft verschlechtert und umgekehrt. Der Vorteil des Koppelrahmens liegt u. a. darin, daß man es bei der Endauslegung des Fahrzeugs mit nur zwei Parametern zu tun hat. Weiterhin wird durch die nahezu radiale Einstellung der Radsätze der Schlupf und damit die Reibleistung zwischen Rad und Gleis erheblich vermindert [6].

Die günstigste Konstellation für C_T und C_S läßt sich aufgrund der Erkenntnisse aus den Abschnitten 4.1 und 4.2 leicht aus den Bildern 6, 7, 10 und 11 entnehmen:

$$C_T = 7.0 \cdot 10^6 \dots\dots 9.0 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$$

$$C_S = 3.0 \cdot 10^6 \dots\dots 5.0 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

5. EINFLUSS EINER SCHLINGERDÄMPFUNG AUF DAS GRENZZYKLUSVERHALTEN

In diesem Kapitel wird untersucht, inwieweit sich eine Schlingerdämpfung zwischen Drehgestell und Wagenkasten auf das Grenzzyklusverhalten des Koppelrahmen-Drehgestells auswirkt. Das primäre Ziel des Einsatzes von Schlingerdämpfern liegt in der Absenkung des Querkraftniveaus zwischen Radsatz und Gleis bei der Fahrt auf dem gestörten Gleis. Bei den vorangegangenen Simulationsrechnungen für Kapitel 4 ist bereits eine Schlingerdämpfung mit der in Bild 16 gezeigten Modellierung berücksichtigt worden. Die zum Schlingerdämpfer in Reihe geschaltet relativ steife Federn wurde wegen ihres geringen Einflusses in den meisten Rechnungen vernachlässigt.

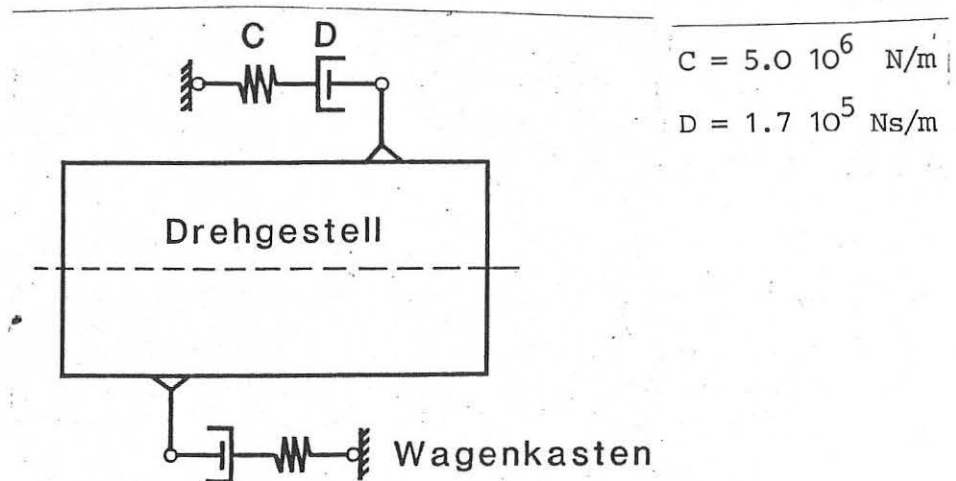


Bild 16. Modellierung der Schlingerdämpfung zwischen Drehgestell und Wagenkasten

Die im folgenden gezeigten Ergebnisse gelten für die Koppelrahmensteifigkeiten:

$$C_T = 8.0 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$$

$$C_S = 4.0 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

und teils leicht veränderte Massen und Trägheitsmomente.

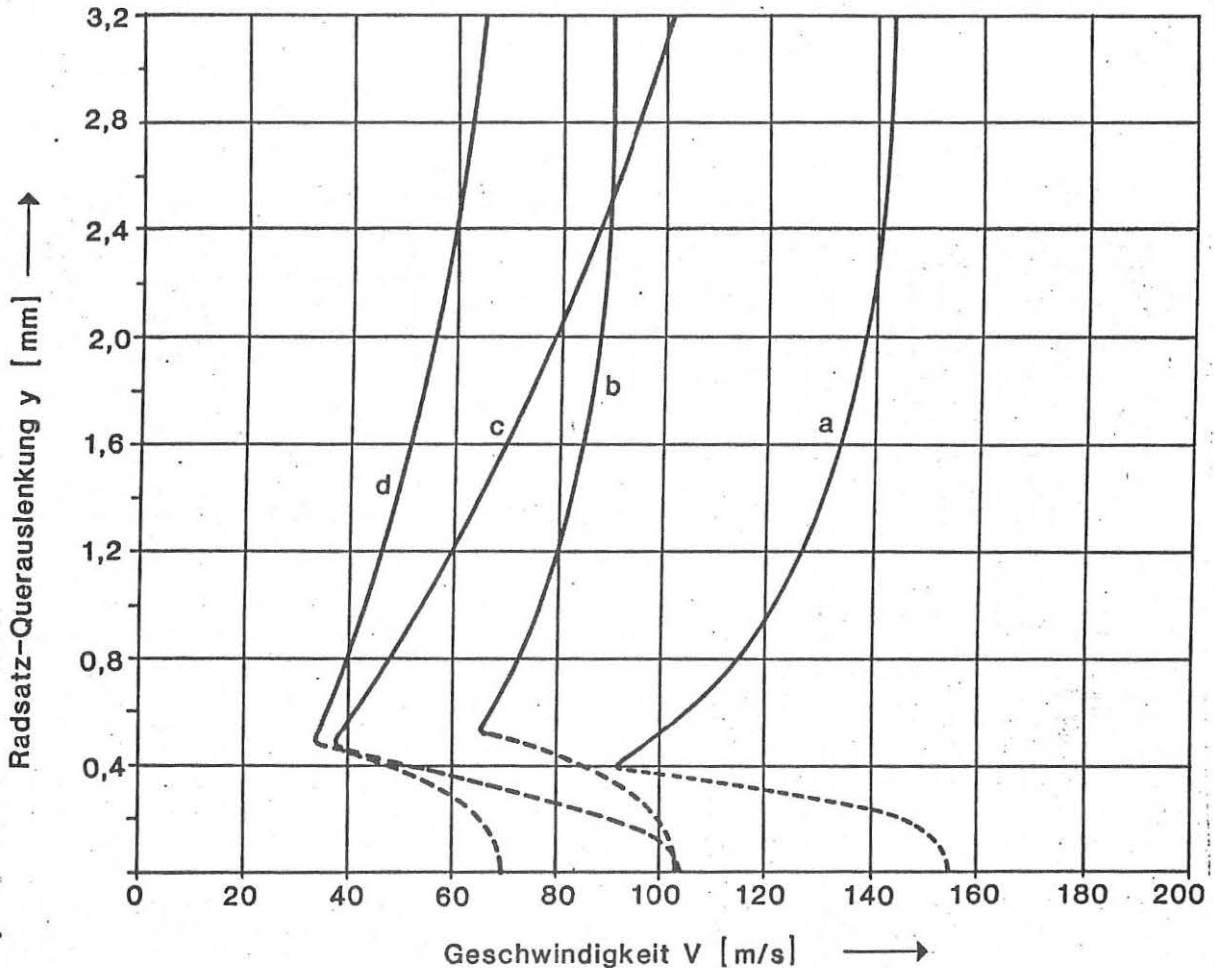


Bild 17. Einfluß von Schlingerdämpfung und Koppelrahmen auf die Grenzyklusamplituden eines Fahrzeugs.

- a) MIT Koppelrahmen und MIT Schlingerdämpfer
- b) MIT Koppelrahmen und OHNE Schlingerdämpfer
- c) OHNE Koppelrahmen und MIT Schlingerdämpfer
- d) OHNE Koppelrahmen und OHNE Schlingerdämpfer

Die in Bild 17 dargestellten Ergebnisse machen deutlich, daß das mit Koppelrahmen und Schlingerdämpfern ausgelegte Fahrzeug (a) bei Wegfall des Schlingerdämpfers (b) unter Beibehaltung aller anderen Parameterwerte erheblich an Stabilität verliert. Läßt man zusätzlich nach den Koppelrahmen weg ($C_S = 0$, $C_T = 0$) so ergibt sich ein weiterer Stabilitätsverlust (d). Aus den Kurven c und d geht hervor, daß bei nichtvorhandenen Koppelrahmen die kritische Geschwindigkeit durch die Schlingerdämpfung kaum noch

beeinflusst wird. Bei größeren Amplituden ergibt sich durch die Schlingerdämpfung allerdings wieder ein Stabilitätsgewinn, wie die flacher verlaufende Kurve (c) zeigt.

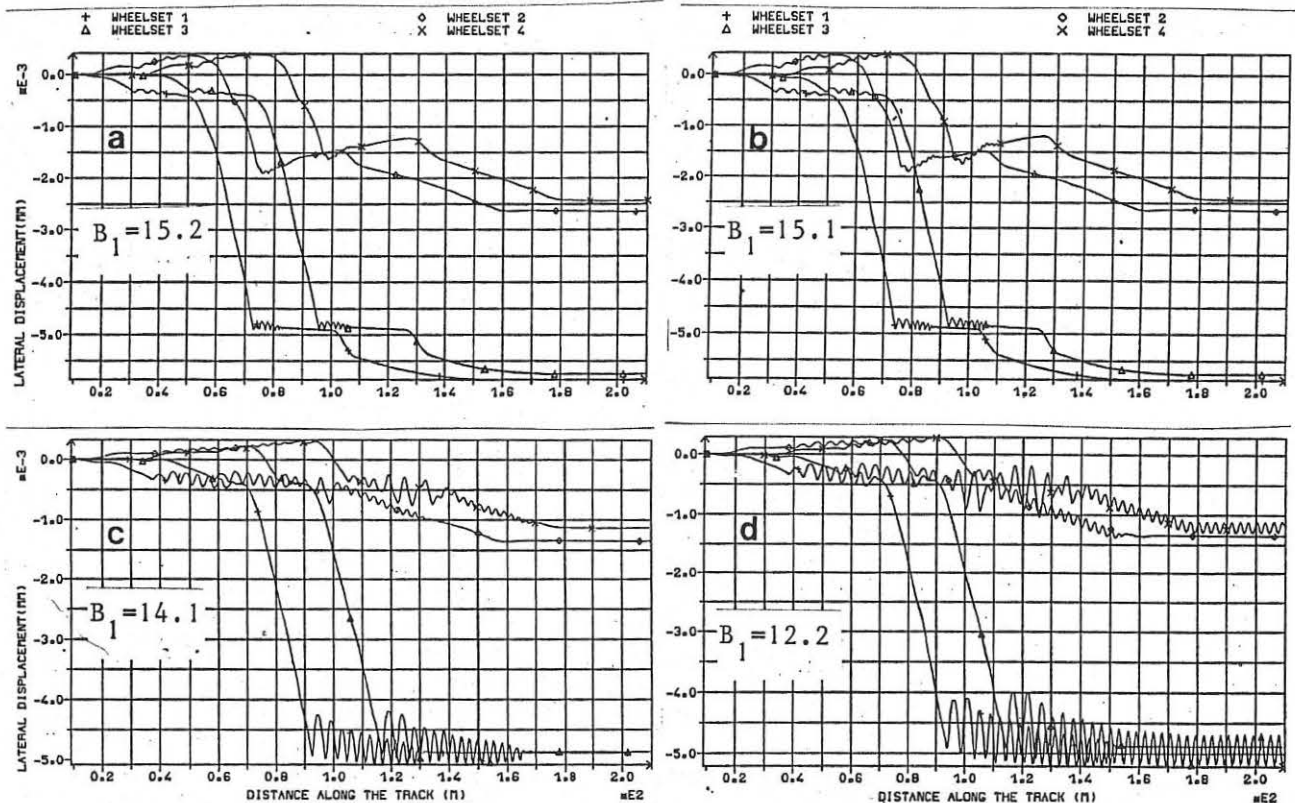


Bild 18. Einfluß von Schlingerdämpfung und Koppelrahmen auf die Radsatz-Querauslenkungen bei der Einfahrt in einen Bogen mit 800 m Radius und $V = 120$ km/h.

- a) MIT Koppelrahmen und MIT Schlingerdämpfung
- b) MIT Koppelrahmen und OHNE Schlingerdämpfung
- c) OHNE Koppelrahmen und MIT Schlingerdämpfung
- d) OHNE Koppelrahmen und OHNE Schlingerdämpfung

(Man beachte die unterschiedlichen Maßstäbe an den Ordinaten)

Das Bogenlaufverhalten wird durch die hier gewählte Schlingerdämpfung praktisch nicht beeinflusst, wie die fast identischen Werte für B_1 in den Bildern 18a und 18b zeigen. Hebt man bei vorhandenen Schlingerdämpfern die Kopplung zwischen den Radsätzen auf (Bild 18c), bzw. läßt auch noch die Schlingerdämpfer weg

(18d), so wird einerseits durch etwas geringere Werte von B_1 zwar ein wesentlich verbessertes Bogenlaufverhalten angezeigt, andererseits macht sich die in Bild 17 erkennbare geringe Stabilität auch schon im Bogenlauf bemerkbar (Bild 18d). Hier tritt im stationären Bogen bei $V = 33.33$ m/s bereits ein Grenzzyklus auf. Die Amplitude ist mit ca. 0.3mm allerdings deutlich geringer als die für den Geradeauslauf ermittelte Amplitude von ca. 0.5mm (Bild 17d). Anhand dieser Ergebnisse kann man schließen, daß die Schlingerdämpfer bei richtiger Auslegung ein geeignetes Mittel zur Stabilitätsverbesserung sind, die Bogengängigkeit des Fahrzeugs wird dadurch bei "niedrigen" Geschwindigkeiten (hier 120 km/h) praktisch nicht beeinflußt.

6. BOGENLAUFSIMULATION BEI HOHEN GESCHWINDIGKEITEN

Die für das quasi fertig ausgelegte Fahrzeug durchgeführten Bogenlaufsimulationen bei $V = 300 \text{ km/h}$ zeigen in Übereinstimmung mit den in Kap. 5 bei geringeren Geschwindigkeiten gewonnenen Erkenntnissen eine deutliche Verbesserung der Stabilität durch die Schlingerdämpfung. Die Bogengängigkeit, charakterisiert durch die Bewertungsziffer B_1 wird auch in diesem Geschwindigkeitsbereich nur unwesentlich beeinflusst

($B_1 = 1.66$ gegenüber $B_1 = 1.69$ nach Bild 19). Die in Bild 19 dargestellten Ergebnisse entsprechen bis auf die Größe der Grenzzyklausamplituden den Ergebnissen nach Bild 17: Bei vorhandenen Schlingerdämpfern tritt bei $V = 83.33 \text{ m/s}$ (300 km/h) noch kein Grenzzyklus auf (Bild 17a) was auch durch die Bogenlaufsimulation bestätigt wird (Bild 19a). Das Fahrzeug ohne Schlingerdämpfer befindet sich bei $V = 83.33 \text{ m/s}$ in einem Grenzzyklus mit einer Amplitude von ca. 1.3 mm (Bild 17b). Auch im Bogenlauf treten hier in erster Linie an den nachlaufenden Radsätzen Querschwingungen auf (Bild 19b), die bei vorhandener Schlingerdämpfung schnell abklingen (Bild 19a). Grenzzyklen erscheinen bei dem mit Schlingerdämpfung versehenen Fahrzeug im Geradeauslauf erst bei Geschwindigkeiten oberhalb von 90 m/s . Aufgrund der bisherigen Rechenergebnisse kann man vermuten, daß auch beim Bogenlauf erst beim Überschreiten dieser Geschwindigkeit bleibende Querschwingungen an den Radsätzen auftreten. Die geringen Querauslenkungen der Radsätze im stationären Bogen weisen darauf hin, daß der Bogen auch noch schneller durchfahren werden kann.

7. ZUSAMMENSTELLUNG QUASISTATISCHER KENNGRÖSSEN AUS SIMULATIONSERGEBNISSEN DES DYNAMISCHEN BOGENLAUFS

Aus den Simulationsergebnissen für den dynamischen Bogenlauf lassen sich auch die quasistatischen Lösungen entnehmen, sofern nach der Einfahrt in den Gleisbogen mit konstantem Radius das Einschwingverhalten asymptotisch gedämpft ist und keine Grenzzyklusschwingung auftritt.

In Tabelle 2 sind für die in den Simulationsrechnungen verwendeten Gleisbogenradien R und das in Kap. 4 zugrunde gelegte Fahrzeugmodell die quasistatischen Werte für die Radsatz-Querauslenkung y und die Radsatz-Gierwinkel ψ angegeben.

R [m]	V [km/h]	Radsatz 1		Radsatz 2		Radsatz 3		Radsatz 4	
		y_1	ψ_1	y_2	ψ_2	y_3	ψ_3	y_4	ψ_4
5300	300	-0.84	- 0.75	-0.51	4.1	-0.63	- 0.6	-0.37	3.95
2400	200	-4.49	- 4.0	-3.40	6.2	-4.4	- 4.0	-3.27	+6.3
800	120	-5.85	-20.3	-2.65	5.9	-5.75	-19.5	-2.43	6.7
500*)	90	-6.12	-41,2	-0.54	2.06	-6.12	-39.5	-0.39	3.7

Tabelle 2: Quasistatische Werte der Radsatzquerauslenkung y in mm und des Radsatzgierwinkels ψ in 10^{-4} rad

*) Dieser Radius wurde für die Bogenlaufbewertung nicht herangezogen.

Für die Relativverschiebung Δy und die Relativverdrehung $\Delta \psi$ zwischen den Radsätzen läßt sich dann anhand von Bild 20 folgende Beziehung aufstellen:

$$(9) \quad \begin{bmatrix} \Delta y \\ \Delta \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -a & -1 & -a \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \psi_1 + \psi_0 \\ y_2 \\ \psi_2 - \psi_0 \end{bmatrix}$$

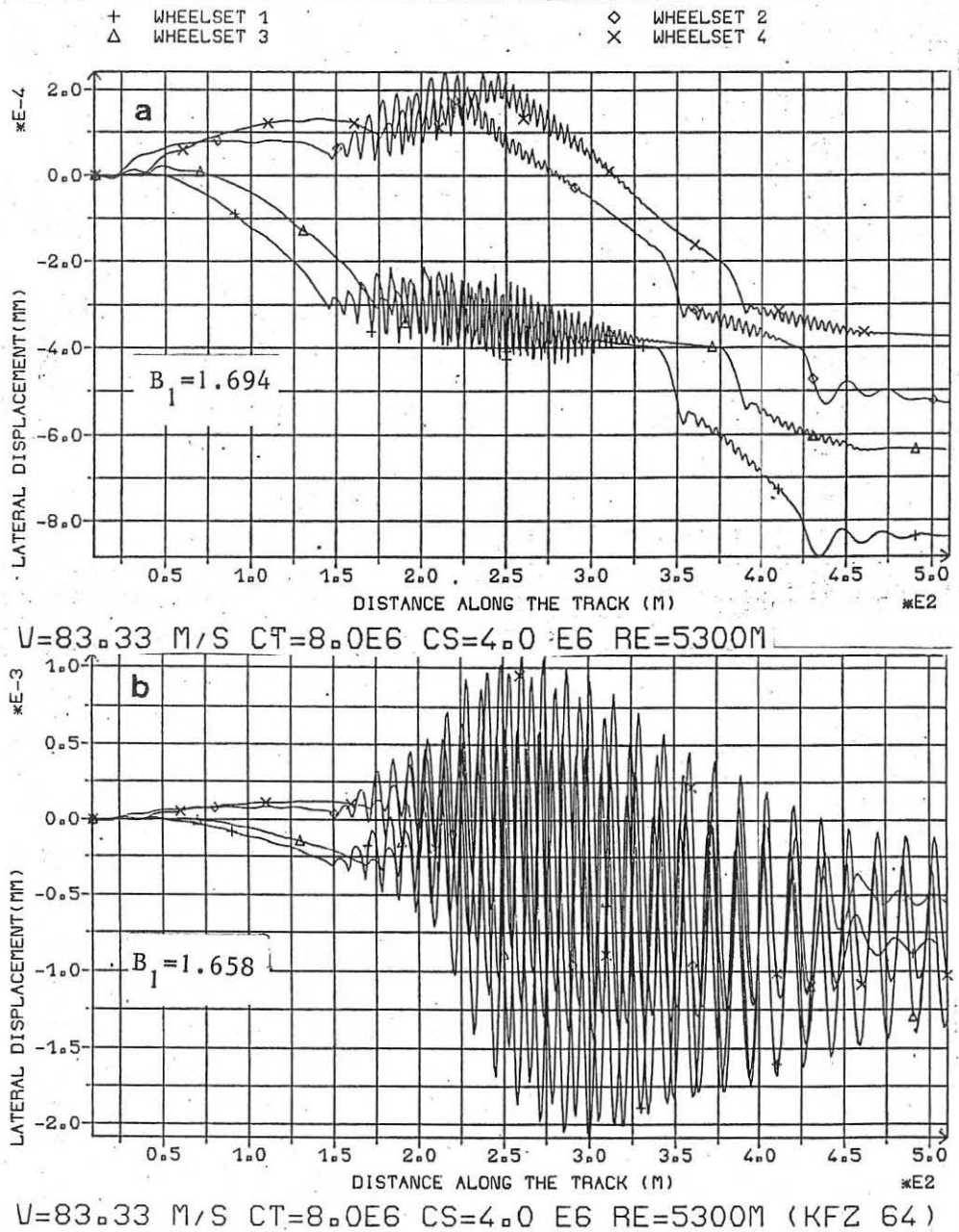


Bild 19. Einfluß der Schlingerdämpfung bei einer Geschwindigkeit von $V = 300 \text{ km/h}$ während des Bogeneinlaufs Bogenradius $R = 5300m$.

a) Radsatz-Querverschiebungen MIT Schlingerdämpfung

b) Radsatz-Querverschiebungen OHNE Schlingerdämpfung

(Man beachte die unterschiedlichen Maßstäbe an den Ordinaten)

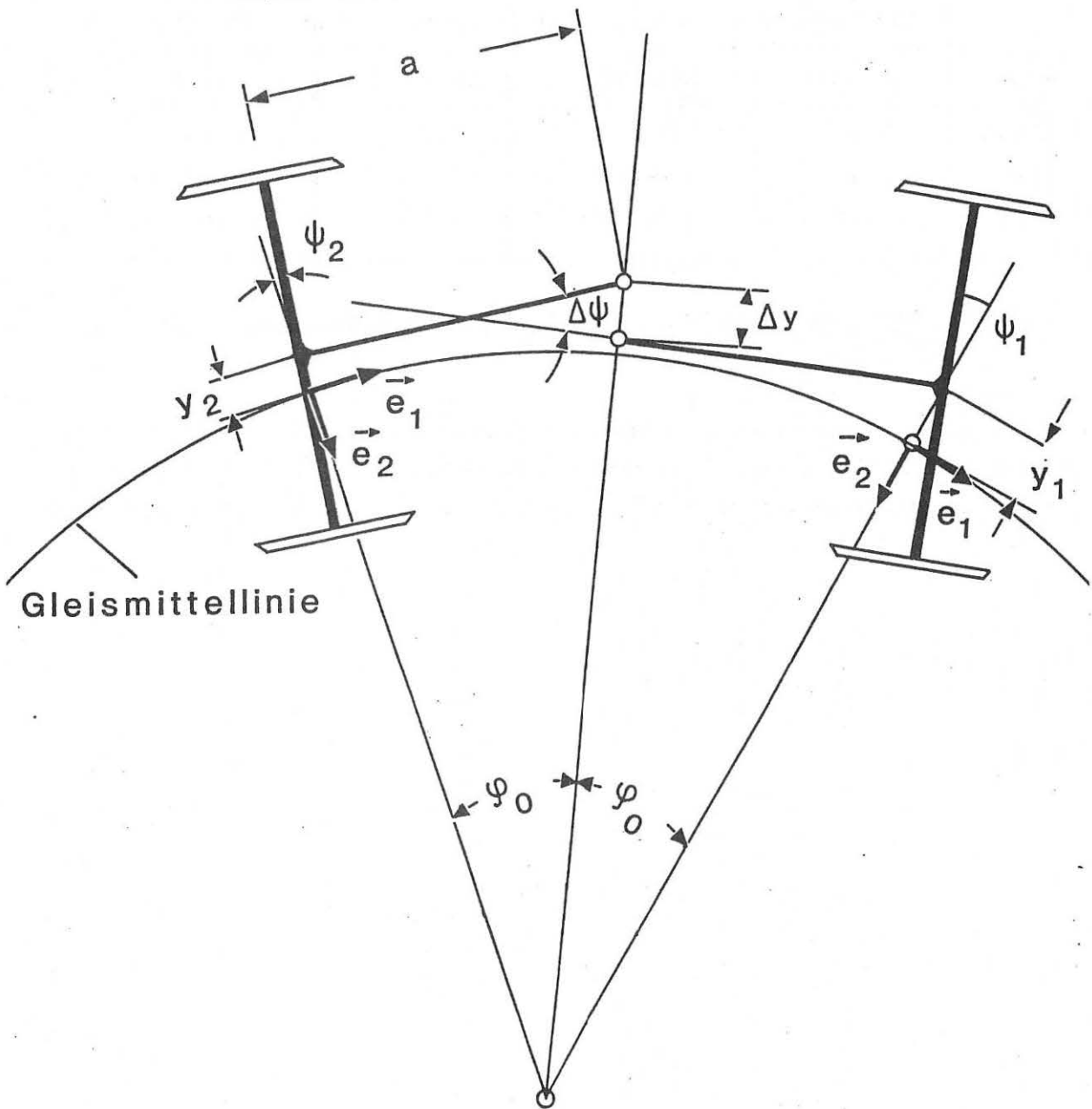


Bild 20. Schematische Darstellung der Relativverschiebung Δy und Relativverdrehung $\Delta\psi$

Mit hilfe von Gleichung 9 ergeben sich die in Tabelle 3 zusammengestellten Relativverschiebungen Δy und Relativverdrehungen $\Delta\psi$ für die einzelnen Simulationsfälle

	Vorlaufendes Drehgestell		nachlaufendes Drehgestell	
R	Δy [mm]	$\Delta \psi$ [rad]	Δy [mm]	$\Delta \psi$ [rad]
5300	-0.8	$0.43 \cdot 10^{-4}$	-0.73	$0.7 \cdot 10^{-4}$
2400	-1.4	$1.47 \cdot 10^{-4}$	-1.45	$1.37 \cdot 10^{-4}$
800	-1.18	$8.8 \cdot 10^{-4}$	-1.53	$8.8 \cdot 10^{-4}$

Tabelle 3: Relativverschiebungen und -verdrehungen am Koppelrahmen

Zur Auslegung des Koppelrahmens auf Dauerfestigkeit wird noch die Scherkraft F_S und das Biegemoment M benötigt. Diese Größen ergeben sich aus den bekannten Steifigkeiten C_S und C_T des Koppelrahmens zu

$$\begin{aligned} F_S &= C_S \Delta y \\ M &= C_T \Delta \psi \end{aligned}$$

8. ABSCHLIESSENDE BEMERKUNGEN ZU DEN SIMULATIONSERGEBNISSEN

Die Simulationsergebnisse zeigen das dynamische Verhalten des gewählten mechanischen Ersatzmodells mit all seinen Schwächen und Unsicherheiten, die durch die "Güte" der Modellierung gegenüber der Wirklichkeit begründet sind. Unsicherheiten liegen außer in der Umsetzung konstruktiver Elemente, wie z. B. Radsatzführungen in Federn und Dämpfer, vor allem in der Kontaktmechanik (Kalker-Theorie) und hier insbesondere im Reibungskoeffizienten μ . Alle in diesem Bericht beschriebenen Rechenergebnisse basieren auf einem als konstant angenommenen Wert von $\mu = 0.4$. Untersuchungen über den Einfluß des Reibungskoeffizienten auf Stabilität und Bogenlaufeigenschaften wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht gemacht.

Desweiteren ist zu beachten, daß alle in diesem Bericht gemachten Aussagen streng genommen nur für die verwendete Profilpaarung UIC-ORE S1002/UIC60 (Neuprofil) Gültigkeit haben.

Der Firma MAN-München, Neue Technologie, sei an dieser Stelle für die Überlassung der Daten des Fahrzeugmodells und die gute Zusammenarbeit gedankt.

9. LITERATUR

- [1] Schmidt, A. Bewertung des Laufverhaltens von Rad/
Schiene Fahrzeugen auf gestörtem
Gleis mittels Hybridsimulation
MAN-Neue Technologie B099006-EDS-041

- [2] Mielcarek, A. Lauftechnische Auslegung des ICE-
Schmidt, A. Koppelrahmendrehegestells
MAN-Neue Technologie, B099062-EDS-005
(1983)

- [3] Duffek, W. Efficient Implementation of Wheel-Rail
Jaschinski, A. Contact Mechanics in Dynamic Curving.
Proc. 7th IAVSD-Symposium on the Dynamics
of Vehicles on Roads and on Tracks,
B.V.Lisse 1982, pp. 441-454

- [4] Wallrapp, O. MEDUSA - ein Mehrkörperprogramm zur
Kortüm, W. Analyse und Auslegung der Dynamik von
spurgeführten Fahrzeugen VDI-Berichte
Nr. 510, 1984

- [5] Duffek, W. Ein Radsatzmodell für den dynamischen
Bogenlauf von Schienenfahrzeugen
DFVLR, Interner Bericht IB 515-82/5

- [6] Jaschinski, A. Evaluation of Bogie Models
Duffek, W. with Respect to the Dynamic
Curving Performance of Rail Vehicles.
Proc. 8th IAVSD-Symposium on the Dynamics
of Vehicles on Roads and on Tracks,
ed. K. Hedrick, Swets & Zeitlinger,
B. V. Lisse, 1984

- [7] Kalker, J.J. On the Rolling Contact of Two Elastic
Bodies in the Presence of Dry Friction
Thesis, TH-Delft (1967)